

船舶推进电机隔振技术研究

殷长春, 张 欢, 姚利锋, 支李峰, 黄 维

(七一一研究所, 上海 201108)

摘 要: 以某型船舶推进电机为研究对象, 依据推进电机的使用特性和振动激励特性, 进行推进电机隔振装置的设计研究, 并进行了实船隔振效果试验。试验结果显示: 推进电机隔振装置实船加速度振级落差达到 15 dB 以上, 隔振效果较好。表明该推进电机隔振装置的设计合理, 达到使用要求。

关键词: 船舶推进电机; 振动; 隔振装置; 设计

中图分类号: U661.44 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2018)06-0040-03

Vibration Isolation Technology of Ship Propulsion Motors

Yin Changchun, Zhang Huan, Yao Lifeng, Zhi Lifeng, Huang Wei

(Shanghai Marine Diesel Engine Research Institute, Shanghai 201108)

Abstract: A certain type of ship propulsion motor was chosen to carry out design research of the vibration isolation system for propulsion motors according to the operating characteristics and vibrational excitation characteristics of propulsion motors. The vibration isolation test on board was performed and the results show that the vibration level of acceleration is approaching to 15 dB, which means good vibration isolation effect has been achieved. It is also verified that the vibration isolation system of the ship propulsion motor has a reasonable design, and could meet with the application requirements.

Key words: marine propulsion motor; vibration; vibration isolation system; design

0 引 言

随着电力电子技术的快速发展, 电力推进技术的应用发生了根本的变化。20 世纪末, 大约 30% 的国外新建民用船舶采用了电力推进系统; 军用船舶动力系统也广泛采用了电力推进的型式^[1]。我国在电力推进系统方面的研究和应用起步较晚, 但随着推进电机、变频调速技术及船舶综合电力系统设计技术的发展, 科考船和游艇等特殊用途的船舶也越来越多地采用电力推进系统。

推进电机在电力推进系统中处于核心地位, 其通过控制系统直接驱动螺旋桨, 因此推进电机的性能显得至关重要。推进电机在运行时会产生复杂的振动激励, 主要包括: 电机槽频激励、电机轴频和极频激励等^[2], 这些激励会直接影响推进电机的

工作状态, 而目前仅有少数民用船舶推进电机采用隔振措施, 大多数采用刚性安装。随着各项振动噪声法规对新建船舶整体振动噪声要求日趋严格, 推进电机作为主要的振动激励源, 对其振动的控制显得非常重要。对推进电机采用振动隔离技术能有效控制振动激励, 降低船舶结构噪声及水下辐射噪声^[3]。

本文以实船所用 ABB 电机为研究对象, 依据推进电机船用使用特性和振动激励特性, 进行推进电机隔振装置的设计研究, 并进行实船隔振效果试验, 以验证隔振设计的效果。

1 推进电机隔振装置设计

实船用 ABB 电机为 M3BP 型 4 极电机, 重 1 700 kg, 额定转速 1 500 ($r \cdot \min^{-1}$), 功率

250 kW。推进电机通过微补偿量弹性轴驱动舵桨装置，无隔振情况如图 1 所示。推进电机通过微弹性轴与舵桨连接，弹性轴的补偿量为 2° ，刹车装置与电机输出轴的间隙为 12 mm。

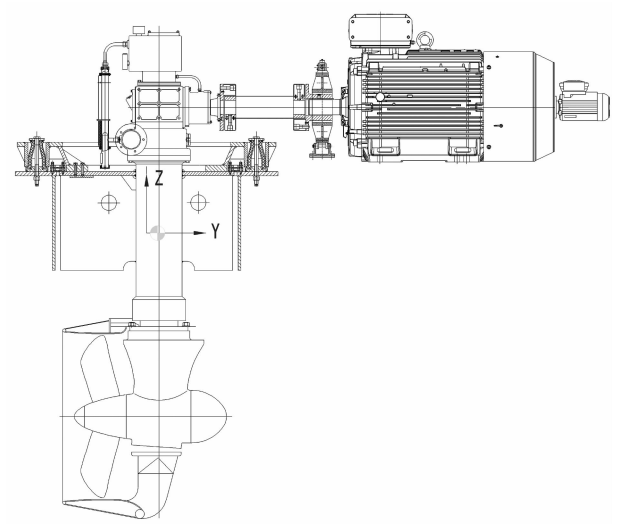


图 1 推进电机无隔振状态

根据推进电机船用使用特性和激励特性，以及实船隔振要求设计电机隔振装置。推进电机隔振装置主要由过渡机座、橡胶隔振器、高分子阻尼结构及相关附件组成。设计选用的隔振器及硬弹性高分子阻尼结构既能满足推进电机的隔振效果，又能满足弹性轴的补偿限制及刹车间隙。隔振装置如图 2 所示。

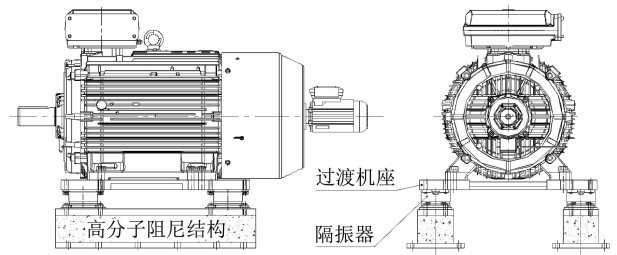


图 2 推进电机隔振装置

2 隔振装置计算分析

为保证推进电机隔振装置性能满足要求，对隔振装置的设计做计算分析。计算分析内容主要包括：隔振器的静变形、系统频率及系统稳定性。

2.1 计算模型

采用有限元法进行隔振系统计算。电机及过渡机座为刚体结构，有限元建模时均采用刚体单元；隔振器采用三向弹性单元。计算所用的坐标系如图 3 所示，响应点坐标值见表 1。

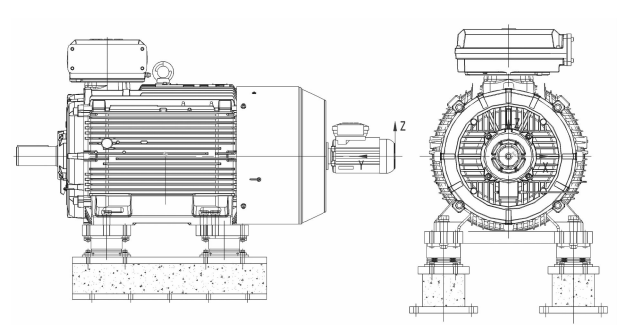


图 3 隔振系统计算坐标系

表 1 响应点坐标值

位置	响应点	X/mm	Y/mm	Z/mm
电机质心	1	25	1 183	11
电机自由端面（坐标原点）	2	0	0	0
电机输出轴端面	3	0	1 950	0
传动轴输出端面	4	0	2 521	0
传动轴输入端面	5	0	1 965	0
隔振器 1	6	305	880	-410
隔振器 2	7	-305	880	-410
隔振器 3	8	305	1 486	-410
隔振器 4	9	-305	1 486	-410

2.2 静变形及稳定性计算

建立计算模型，按照使用情况施加载荷，计算得出隔振系统各响应点的静变形如表 2 所示。由计算结果可知：各点变形均匀，各隔振器的变形在 0.195 ~ 0.196 mm，变形量小，稳定可靠。考虑推进电机的实船工作环境，计算推进电机隔振装置在横摇 22.5° 、纵摇 7.5° 情况下各主要部件变形情况，分别如表 3 和表 4 所示。

分析表 3、表 4 可知：推进电机隔振装置在横摇 22.5° 、纵摇 7.5° 情况下，各主要部件变形较小，都在 1 mm 以下，弹性传动轴的输入端面、输出端面变形在 0.6 mm 以下，满足弹性轴 2° 补偿量、刹车装置与电机输出轴间隙 12 mm 的条件，推进电机及舵桨装置能够正常使用。

表 2 各响应点静变形

位置	响应点	U_{sum}/mm
电机质心	1	0.183
电机自由端面	2	0.182
电机输出轴端面	3	0.182
传动轴输出端面	4	0.182
传动轴输入端面	5	0.182
隔振器 1	6	0.195
隔振器 2	7	0.196
隔振器 3	8	0.195
隔振器 4	9	0.196

表 3 横摇 22.5°下主要部件变形汇总

位置	响应点	变形量/mm			
		U_x	U_y	U_z	U_{sum}
电机质心	1	-0.48	0	-0.11	0.49
电机自由端面	2	-0.47	0	-0.13	0.49
电机输出轴端面	3	-0.47	0	-0.13	0.49
传动轴输出端面	4	-0.47	0	-0.13	0.49
传动轴输入端面	5	-0.47	0	-0.13	0.49
隔振器 1	6	-0.2	0	0.08	0.21
隔振器 2	7	-0.2	0	-0.33	0.39
隔振器 3	8	-0.2	0	0.08	0.21
隔振器 4	9	-0.2	0	-0.33	0.39

表 4 纵摇 7.5°下主要部件变形汇总

位置	响应点	变形量/mm			
		U_x	U_y	U_z	U_{sum}
电机质心	1	0.03	-0.09	-0.18	0.2
电机自由端面	2	0.02	-0.09	-0.34	0.35
电机输出轴端面	3	0.03	-0.09	-0.08	0.12
传动轴输出端面	4	0.03	-0.09	0	0.1
传动轴输入端面	5	0.03	-0.09	-0.07	0.12
隔振器 1	6	0.01	-0.04	-0.23	0.24
隔振器 2	7	0.01	-0.04	-0.2	0.21
隔振器 3	8	0.01	-0.04	-0.15	0.16
隔振器 4	9	0.01	-0.04	-0.12	0.13

2.3 系统频率计算

计算得出推进电机隔振系统 6 阶固有频率, 如表 5 所示。推进电机的额定转速为 $1\,500\ (\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$, 频率为 25 Hz, 而电机的极频和槽频为轴频的倍数, 极频为 100 Hz, 槽频则高于隔振系统的固有频率。由此可知: 推进电机隔振系统的 6 阶固有频率均避开了机组的扰动频率, 不会产生共振^[4], 可正常使用。

表 5 隔振系统固有频率

阶次	频率/Hz	振型
1	28.0	横摇
2	29.6	纵摇
3	50.2	垂平
4	80.2	平摇
5	101.6	纵平 + 纵摇
6	148.9	横平 + 横摇

3 实船隔振效果测试

推进电机隔振装置 (图 4) 加工完成后, 在船舶航行试验阶段对隔振效果进行了测试^[5], 如图 5

所示。测得推进电机机脚加速度振级为 131.3 dB, 船体机座加速度振级为 115.6 dB, 推进电机隔振装置加速度振级落差为 15.7 dB, 见图 6 所示。符合设计要求。



图 4 推进电机隔振装置

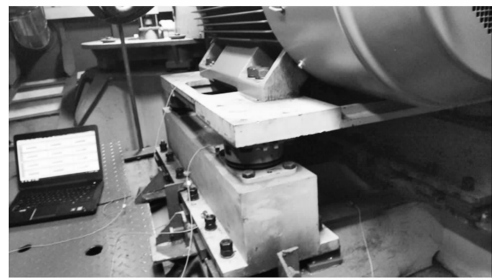


图 5 隔振效果实船测试

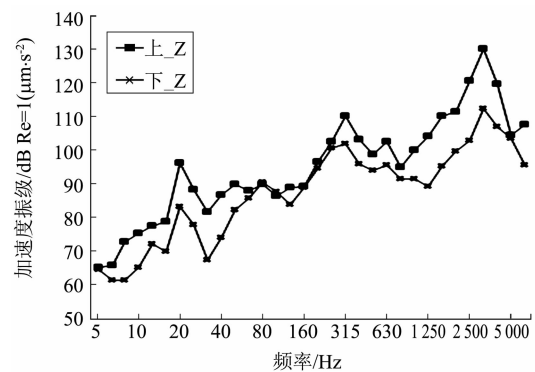


图 6 隔振装置加速度振级落差

4 结 论

本文以某船所用 ABB 电机为研究对象, 依据推进电机船用使用特性和激励特性以及实船隔振要求, 设计了电机隔振装置, 并对隔振装置进行了仿真计算和实船测试试验。试验结果表明: 推进电机隔振装置实船加速度振级落差达到 15 dB 以上, 隔振效果较好, 符合设计要求。为后续低噪声船舶推进电机隔振装置的设计及应用提供了方向和技术支撑。

(下转第 48 页)

的影响较大,即曲线上毛刺比较多。由图 14、图 15 与图 10、图 12 的对比可看出:U 型斯特林发动机齿轮啮合力对主轴承载荷的影响更大;曲线上毛刺更明显且幅值更大,其中尤以 yzc4 最为突出。因 yzc4 轴承为靠近齿轮的轴承。这也验证了 V 型斯特林发动机传动系统消除了 U 型发动机传动系统中由齿轮传动引起的振动噪声的结论。

4 结 论

(1) 建立了斯特林发动机传动系统刚柔混合多体动力学模型,计算了主轴承载荷和活塞侧推力等激励力,为斯特林发动机整机振动响应计算提供了激励力的输入条件。

(2) 对比分析了齿轮啮合冲击力对斯特林发动机主轴承载荷的影响,表明:计算斯特林发动机激励力时应考虑齿轮啮合冲击力的影响。

(3) 对比分析了不同活塞间隙对活塞侧推力的影响,活塞杆与缸套间隙在 0.08 ~ 0.12 mm 时,活塞侧推力的影响较小。

参考文献

- [1] 金东寒. 斯特林发动机技术 [M]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学出版社, 2009.
- [2] 马炳杰, 沈建平, 赵大鹏, 等. 柴油机动力传动系统振动特性预估 [J]. 噪声与振动控制, 2011, 32 (6): 86-90.

- [3] 李玉军, 杨建国. 4120SG 型柴油机曲轴系统动力学仿真与分析 [J]. 武汉理工大学学报 (交通科学与工程版), 2007, 31 (1): 71-75.
- [4] BARTELMUS W, ZIMROZ R. Vibration condition monitoring of planetary gearbox under varying external load [J]. Mechanical System and Signal Processing, 2009, 23 (1): 246-257.
- [5] 胡俊华, 段礼祥, 高广民, 等. 基于 ADAMS 的齿轮传动误差动力学仿真研究 [J]. 制造业自动化, 2016, 38 (4): 112-114.
- [6] 黄维. 斯特林发动机激励力计算与振动响应分析 [D]. 武汉: 武汉理工大学, 2017.
- [7] 洪磊, 王国治. 热气球柔性动力学特性仿真及振动分析 [J]. 江苏科技大学学报 (自然科学版), 2007, 21 (S1): 44-47.
- [8] 李丽婷, 李威, 刘子强, 等. 基于 ADAMS 的柴油机曲轴多体动力学仿真 [J]. 柴油机, 2007, 29 (3): 5-8.
- [9] 陈亮, 宋希庚, 明章杰, 等. 基于有限元和多体动力学的柴油机曲轴动态强度与冲击响应分析 [J]. 振动与冲击, 2008, 27 (11): 186-189.
- [10] 张兆强. 基于多体动力学的柴油机振动分析及曲轴的疲劳分析 [D]. 成都: 西南交通大学, 2012.
- [11] 赵武云. ADAMS 基础与应用实例教程 [M]. 北京: 清华大学出版社, 2012.
- [12] 田会方, 林喜镇, 赵恒. 基于 Pro/E 和 ADAMS 齿轮啮合的动力学仿真 [J]. 机械传动, 2006, 30 (6): 66-70.

(上接第 42 页)

参考文献

- [1] 廖又明, 黎新. 电力推进舰船的发展与进步 [J]. 中外船舶科技, 2003 (2): 20.
- [2] 徐伟, 李桐桥. 推进电机新型隔振装置设计研究 [J]. 舰船科学技术, 2006, 28 (S2), 86-88.
- [3] 谢志强, 基于数值计算的推进电机水下辐射噪声分析

[J]. 声学技术, 2014, 33 (S1) 116-119.

- [4] 严济宽. 机械振动隔离技术 [M]. 上海: 上海科学技术文献出版社, 1985.
- [5] 中国船舶重工集团公司. 舰船设备噪声、振动测量方法: GJB 4058 - 2000 [S]. 北京: 国防科工委军标出版发行部, 2000.